

PERENCANAAN SISTEM PNEUMATIK PADA MESIN MARKING UNTUK BAHAN BRASS (C3602) DENGAN KEKUATAN GESER 1000N

Ir. H. Koos Sardjono, MSc¹, Catur Agil Yuliana²

Lecture¹, College student², Departement of machine, Faculty of Engineering, University Muhammadiyah Jakarta, Jalan Cempaka Putih Tengah 27 Jakarta Pusat 10510, Tlp 021-4244016, 4256024, email : k.sardjono@yahoo.co.id

ABSTRAK

Dalam persaingan dunia industri sekarang ini, pemakaian proses produksi yang tepat sangat diperlukan. Dengan pemilihan dan pemakaian proses produksi yang sesuai diharapkan akan dihasilkan kualitas produk yang bagus, kestabilan proses, kegagalan proses yang kecil saat proses produksi terutama akibat faktor human error sehingga biaya produksi dapat ditekan sekecil mungkin. Pada “Perencanaan Sistem Pneumatik Pada Mesin Marking Untuk Bahan Brass (C3602) Dengan Kekuatan Geser 1000 N” ini direncanakan dengan mengurangi pengoperasian secara langsung oleh operator. Hasil dari perencanaan adalah sebagai berikut :

~ Kekuatan Marking : 1000 N

~ Silinder Pneumatik : 3 buah

~ Daya Kompresor yang Diperlukan : 1 kW

Dengan perencanaan ini dapat mengurangi kesalahan manusia, kegagalan proses, serta ketidakstabilan proses yang terjadi, karena proses mendorong part, mencekam part, serta melakukan marking dapat dilakukan secara berurutan oleh sistem pneumatik.

Kata Kunci : Mesin marking, Pneumatik, Brass C3602

1. PENDAHULUAN

Perencanaan bagian pokok mesin marking yang terdiri atas Merencanakan perhitungan gaya tekan punch marking dan gaya cekam benda kerja dengan bahan brass (C3602). Perencanaan diagram system pneumatic serta pemilihan komponen-komponen pneumatik yang dipakai seperti silinder pneumatic beserta katup-katup yang dipakai dan merencanakan pemilihan daya kompresor udara yang akan digunakan untuk menyuplai udara ke dalam sistem pneumatik.

2. METODA EKSPERIMEN DAN FASILITAS YANG DIGUNAKAN

2.1 Perhitungan Gaya Cekam

$$P_c = (5\% \sim 15\%) \times P_{\text{takhir}}$$

$$P_c = 15\% \times 1000 = 1150 \text{ N}$$

2.2 Perhitungan Bore Silinder Pneumatik

2.2.1 Silinder Marking

2.2.2 Jika tekanan kerja yang direncanakan pada silinder adalah 0.4 Mpa, dan F_{eff} adalah gaya yang bekerja pada silinder seperti perhitungan bab sebelumnya yaitu 1000 N maka bore silinder dapat dihitung :

$$F_{\text{eff}} = (A \cdot p) - F_R$$

$$\begin{aligned}
F_R &= 10\% \times F_{\text{eff}} \\
F_R &= 10\% \times 1000 = 100 \text{ N} \\
A &= (F_{\text{eff}} + F_R) / p \\
&= (1000 + 100) / 0.4 \\
&= 2750 \text{ mm}^2 \\
A &= \pi/4 \cdot D^2 \\
\text{Atau} \\
D^2 &= A \cdot 4 / \pi \dots = 2750 \cdot 4 / \pi \dots D = 59.18 \text{ mm}
\end{aligned}$$

2.2.2.SilinderCekam

$$\begin{aligned}
F_{\text{eff}} &= (A \cdot p) - F_R \\
F_R &= 10\% \times F_{\text{eff}} \\
F_R &= 10\% \times F_{\text{eff}} \\
&= 10\% \times 1150 = 115 \text{ N} \\
A &= (F_{\text{eff}} + F_R) / p \\
&= (1150 + 115) / 0.4 \\
&= 3162.5 \text{ mm}^2 \\
A &= \pi/4 \cdot D^2 \\
\text{Atau} \\
D^2 &= A \cdot 4 / \pi = 3162.5 \cdot 4 / \pi \dots D = 63.47 \text{ mm}
\end{aligned}$$

2.2.3.Silinder Hopper

$$\begin{aligned}
F_{\text{eff}} &= 55.378 \times 9.806 \\
&= 543.036 \text{ N} \approx 600 \text{ N} \\
\text{Maka bore silinder dapat dihitung :} \\
F_{\text{eff}} &= (A \cdot p) - F_R \\
F_R &= 10\% \times F_{\text{eff}} \\
&\text{atau} \\
F_R &= 10\% \times F_{\text{eff}} \\
&= 10\% \times 600 = 60 \text{ N} \\
A &= (F_{\text{eff}} + F_R) / p \\
&= (600 + 60) / 0.4 = 1650 \text{ mm}^2 \\
A &= \pi/4 \cdot D^2 \\
\text{Atau} \\
D^2 &= A \cdot 4 / \pi = 1650 \cdot 4 / \pi \dots D = 45.84 \text{ mm}
\end{aligned}$$

2.3.Perhitungan Panjang Batang Piston

2.3.1.Batang Piston Silinder Marking

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

$$\begin{aligned}
1000 &= \{(\pi^2 \cdot 41609.55 \times 10^6) \cdot (\frac{1}{2} \cdot 0.97 \cdot 9.806)\} / L^2 \\
1001 &= (410669.79 \times 10^6) / (385.22) / L^2 \cdot L^2 = 158198216.50 \times 10^6 / 1000 \cdot L = 397741
\end{aligned}$$

2.3.2.Batang Piston SilinderCekam

$$\begin{aligned}
F_{cr} &= \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \\
1150 &= \{(\pi^2 \cdot 41609.55 \times 10^6) \cdot (\frac{1}{2} \cdot 0.97 \cdot 9.806)\} / L^2 \\
1150 &= (410669.79 \times 10^6) / (385.22) / L^2
\end{aligned}$$

$$L^2 = 158198216.50 \times 10^6 / 1150 \dots \dots L = 370895.76 \text{ mm}$$

2.3.3. Batang Piston Silinder Hopper

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

$$600 = \{(\pi^2 \cdot 41609.55 \times 10^6) \cdot (\frac{1}{2} \cdot 0.97 \cdot 9^2 \cdot 9.806)\} / L^2$$

$$600 = (410669.79 \times 10^6) / L^2$$

$$L^2 = 158198216.50 \times 10^6 / 600 \dots \dots L = 513481.93 \text{ mm}$$

2.4. Pemilihan Silinder Pneumatik

Tabel 2.1 Standard Silinder Pneumatik (www.smc.com)

Mounting Brackets/Part No.

Mounting bracket	Order No.	Bore size (mm)								Contents
		20	25	32	40	50	63	80	100	
Foot	(Note) 2	CG-L020	CG-L025	CG-L032	CG-L040	CG-L050	CG-L063	CG-L080	CG-L100	2 foot, 8 mounting bolts
Flange	1	CG-F020	CG-F025	CG-F032	CG-F040	CG-F050	CG-F063	CG-F080	CG-F100	1 flange, 4 mounting bolts
Clevis	1	CG-D020	CG-D025	CG-D032	CG-D040	CG-D050	CG-D063	CG-D080	CG-D100	1 clevis, 4 mounting bolts, 1 clevis pin, 2 retaining rings
Pivoting bracket	1	CG-020-24A	CG-025-24A	CG-032-24A	CG-040-24A	CG-050-24A	CG-063-24A	CG-080-24A	CG-100-24A	1 pivoting bracket

Note) Order 2 foots per cylinder.



Bore size (mm)	Standard stroke (mm) (Note)
20	25, 50, 75, 100, 125, 150, 200
25	
32	
40	
50	25, 50, 75, 100, 125, 150, 200, 250, 300
63	
80	
100	

Note) Manufacture of intermediate strokes in 1 mm intervals is possible. (Spacers are not used.)

Tabel 2.2 Pemilihan Silinder Pneumatik

Silinder	Hasil Perhitungan		Hasil Pemilihan		
	Diameter Silinder (mm)	Panjang Batang Max (mm)	Diameter Silinder (mm)	Langkah (mm)	Tipe
Silinder Marking	59.18	397741.39	63	100	Double Acting, Single Rod, Flange
Silinder Cekam	63.47	370895.76	63	100	Double Acting, Single Rod, Foot
Silinder Hopper	45.84	513481.93	50	100	Double Acting, Single Rod, Clevis

2.5. Perhitungan Jumlah Aliran Udara

2.5.1. Silinder Marking

Diameter Bore Silinder = 63 mm = 6.3 cm
 Langkah Piston Silinder = 100 mm = 10 cm
 Tipe Silinder = Double Acting
 Kecepatan langkah yang direncanakan = 30 langkah/menit = 300 cm/menit
 Sehingga jumlah alirannya dapat dihitung menggunakan rumus :
 $Q = 2 \cdot s \cdot n \cdot A$

$$A = \pi \cdot R^2 = \pi \cdot (3.15)^2 = 31.17 \text{ cm}^2$$

$$Q = 2 \cdot s \cdot n \cdot A = 2 \times 10 \times 30 \times 31.17 = 18702 \text{ cm}^3/\text{menit} = 18.702 \text{ L/menit}$$

2.5.2. Silinder Cekam

Dari spesifikasi yang direncanakan untuk silinder marking adalah sebagai berikut :

Diameter Bore Silinder = 63 mm = 6.3 cm

Langkah Piston Silinder = 100 mm = 10 cm

Tipe Silinder = Double Acting

Kecepatan langkah yang direncanakan = 30 langkah/menit = 300 cm/menit

$$Q = 2 \cdot s \cdot n \cdot A$$

$$A = \pi \cdot R^2$$

$$= \pi \cdot (3.15)^2$$

$$= 31.17 \text{ cm}^2$$

$$Q = 2 \cdot s \cdot n \cdot A$$

$$= 2 \times 10 \times 30 \times 31.17$$

$$= 18702 \text{ cm}^3/\text{menit}$$

$$= 18.702 \text{ L/menit}$$

2.5.2. Silinder Hopper

Dari spesifikasi yang direncanakan untuk silinder marking adalah sebagai berikut :

Diameter Bore Silinder = 50 mm = 5 cm

Langkah Piston Silinder = 100 mm = 10 cm

Tipe Silinder = Double Acting

Kecepatan langkah yang direncanakan = 30 langkah/menit
= 300 cm/menit

$$Q = 2 \cdot s \cdot n \cdot A$$

$$A = \text{luas bore silinder (cm}^2\text{)}$$

$$= \pi \cdot R^2$$

$$R = \text{radius atau jari-jari bore silinder (cm)}$$

$$A = \pi \cdot R^2$$

$$= \pi \cdot (2.5)^2$$

$$= 19.63 \text{ cm}^2$$

$$Q = 2 \cdot s \cdot n \cdot A$$

$$= 2 \times 10 \times 30 \times 19.63$$

$$= 11778 \text{ cm}^3/\text{menit}$$

$$= 11.778 \text{ L/menit}$$

2.6 Perhitungan Tekanan Hilang (PRESSURE LOSSES)

Dalam melakukan perhitungan tekanan hilang ada beberapa hal yang digunakan sebagai dasar perhitungan yaitu panjang pipa atau *tube* serta banyaknya katup (*valve*) serta banyaknya sambungan (*fitting*) yang dilewati udara dalam sistem. Dalam pembahasan ini panjang tube dihitung mulai dari saluran keluar pressure regulator sampai ke saluran masuk ke silinder. Banyaknya sambungan dan katup yang ada, akan di konversi ke dalam panjang penyetara (*equivalent length*) sesuai dengan referensi pada tabel 3.6. Panjang penyetara yang didapat nanti akan dijumlahkan dengan panjang tube sesungguhnya, sehingga tekanan hilang akan dapat dihitung dengan rumus :

$$\Delta p = \frac{v^2 \cdot f \cdot L \cdot \rho}{2d}$$

1. Silinder 1 (Hopper) :

Tabel 2.3 Arah Silinder Maju

Sambungan / Katup	L / d	d = Ø internal Tube	Panjang Penyetara	Jumlah	Jumlah Panjang Penyetara
Sambungan T	60	6.99	419.4	5	2097
Sambungan L	30		209.7	1	209.7
Katup	18		125.82	3	377.4
Check Valve	150		1048.5	1	1048.5
Panjang Tube	-	-	-	-	465
Total Panjang Penyetara 4197.6					

Tabel 2.4 Arah Silinder Mundur

Sambungan / Katup	L / d	d = Ø internal Tube	Panjang Penyetara	Jumlah	Jumlah Panjang Penyetara
Sambungan T	60	6.99	419.4	5	2097
Sambungan L	30		209.7	2	419.4
Katup	18		125.82	3	377.4
Check Valve	150		1048.5	1	1048.5
Panjang Tube	-	-	-	-	545
Total Panjang Penyetara 4487.3					

Dari perhitungan Total Panjang Penyetara (*Total Equivalent Length*) dapat dilihat bahwa panjang ke arah silinder mundur 4487.3 mm dan panjang ke arah silinder maju 4197.6 mm. Sehingga total nilainya adalah $4197.6 + 4487.3 = 8684.9$ mm. Sesuai dengan data-data yang didapat dari perhitungan dan perencanaan sebelumnya yaitu :

$$v = 300 \text{ cm/menit} = 3 \text{ cm/sec} = 0.05 \text{ m/sec}$$

$$L = 8684.9 \text{ mm} = 8.6849 \text{ m}$$

$$D = 6.99 \text{ mm} = 0.00699 \text{ m}$$

$$v = 1.56 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = 1.184 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{1000 \cdot v \cdot D}{\mu} \\ &= \frac{1000 \times 0.05 \times 0.00699}{1.56 \times 10^{-5}} \\ &= 22403.85 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f &= 0.3164 \cdot \text{Re}^{-0.25} \\ &= 0.3164 \cdot 22403.85^{-0.25} \\ &= 0.025 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{v^2 \cdot f \cdot L \cdot \rho}{2d} \\ &= \frac{0.05^2 \times 0.025 \times 8.6849 \times 1.184}{2 \times 0.00699} = 0.045 \text{ Pa} \end{aligned}$$

2. Silinder 2 (Cekam)

Tabel 2.5 Arah Silinder Maju

Sambungan / Katup	L / d	d = Ø internal Tube	Panjang Penyetara	Jumlah	Jumlah Panjang Penyetara
Sambungan T	60	6.99	419.4	5	2097
Sambungan L	30		209.7	3	629.1
Katup	18		125.8	4	503.2
Check Valve	150		1048.5	1	1048.5
Panjang Tube	-	-	-	-	665
Total Panjang Penyetara					4942.8

Tabel 2.6 Arah Silinder Mundur

Sambungan / Katup	L / d	d = Ø internal Tube	Panjang Penyetara	Jumlah	Jumlah Panjang Penyetara
Sambungan T	60	6.99	419.4	4	1677.6
Sambungan L	30		209.7	1	209.7
Katup	18		125.8	3	377.4
Check Valve	150		1048.5	1	1048.5
Panjang Tube	-	-	-	-	560
Total Panjang Penyetara					3873.2

Dari perhitungan Total Panjang Penyetara (*Total Equivalent Length*) dapat dilihat bahwa panjang ke arah silinder maju 4942.8 mm dan panjang ke arah silinder mundur 3873.2 mm. Sehingga total nilainya adalah $4942.8 + 3873.2 = 8816.1$ mm.

Sesuai dengan data-data yang didapat dari perhitungan dan perencanaan sebelumnya yaitu :

$$v = 300 \text{ cm/menit} = 3 \text{ cm/sec} = 0.05 \text{ m/sec}$$

$$L = 8816.1 \text{ mm} = 8.8161 \text{ m}$$

$$D = 6.99 \text{ mm} = 0.00699 \text{ m}$$

$$\nu = 1.56 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = 1.184 \text{ kg/m}^3$$

$$Re = \frac{1000 \cdot v \cdot D}{\nu} = \frac{1000 \times 0.05 \times 0.00699}{1.56 \times 10^{-5}}$$

$$= 22403.85$$

$$f = 0.3164 \cdot Re^{-0.25} = 0.3164 \cdot 22403.85^{-0.25} = 0.025$$

$$\Delta p = \frac{v^2 \cdot f \cdot L \cdot \rho}{2d} = \frac{0.05^2 \times 0.025 \times 8.8161 \times 1.184}{2 \times 0.00699} = 0.046 \text{ Pa}$$

3. Silinder 3 (Marking)

Tabel 2.7 Arah Silinder Maju

Sambungan / Katup	L / d	d = Ø internal Tube	Panjang Penyetara
Sambungan T	60	6.99	419.4
Sambungan L	30		209.7
Katup	18		125.8
Check Valve	150		1048.5
Panjang Tube	-	-	-
Total Panjang Penyetara 3413.8			

Tabel 2.8 Arah Silinder Mundur

Sambungan / Katup	L / d	d = Ø internal Tube	Panjang Penyetara	Jumlah	Jumlah Panjang Penyetara
Sambungan T	60	6.99	419.4	3	1258.2
Sambungan L	30		209.7	1	209.7
Katup	18		125.8	3	377.4
Check Valve	150		1048.5	1	1048.5
Panjang Tube	-	-	-	-	410
Total Panjang Penyetara 3303.8					

Dari perhitungan Total Panjang Penyetara (*Total Equivalent Length*) dapat dilihat bahwa panjang ke arah silinder maju 3413.8 mm dan panjang ke arah silinder mundur 3303.8 mm. Sehingga total nilainya adalah $3413.8 + 3303.8 = 6717.6$ mm.

Sesuai dengan data-data yang didapat dari perhitungan dan perencanaan sebelumnya yaitu :

$$v = 300 \text{ cm/menit} = 3 \text{ cm/sec} = 0.05 \text{ m/sec}$$

$$L = 6717.6 \text{ mm} = 6.7176 \text{ m}$$

$$D = 6.99 \text{ mm} = 0.00699 \text{ m}$$

$$\nu = 1.56 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = 1.184 \text{ kg/m}^3$$

$$Re = \frac{1000 \cdot v \cdot D}{\nu}$$

$$= \frac{1000 \times 0.05 \times 0.00699}{1.56 \times 10^{-5}}$$

$$= 22403.85$$

$$f = 0.3164 \cdot Re^{-0.25}$$

$$= 0.3164 \cdot 22403.85^{-0.25}$$

$$= 0.025$$

$$\Delta p = \frac{v^2 \cdot f \cdot L \cdot \rho}{2d}$$

$$= \frac{0.05^2 \times 0.025 \times 6.7176 \times 1.184}{2 \times 0.00699} = 0.035 \text{ Pa}$$

Dari perhitungan tekanan hilang dari 3 silinder didapat :

- Silinder 1 (hopper), tekanan hilang yang terjadi = 0.045 Pa
- Silinder 2 (cekam), tekanan hilang yang terjadi = 0.046 Pa
- Silinder 3 (marking), tekanan hilang yang terjadi = 0.035 Pa

Sehingga nilai total tekanan hilang yang terjadi pada sistem adalah nilai tekanan hilang yang terjadi yaitu : $0.045 + 0.046 + 0.035 = 0.126$ Pa, atau 0.126×10^{-6} Mpa. Dengan tekanan kerja yang direncanakan yaitu 0.4 Mpa maka tekanan yang hilang adalah relatif kecil atau bisa diabaikan.

2.7 Perhitungan Daya Kompresor

Perhitungan ini digunakan untuk mencari daya kompresor yang sesuai untuk digunakan dalam sistem pneumatik yang direncanakan sebelumnya. Dalam perhitungan daya kompresor ada 2 rumus yang digunakan yaitu efisiensi volumetris dan efisiensi adiabatik keseluruhan yaitu :

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_{th}}$$

dimana:

$$\begin{aligned}\eta_v &= \text{effisiensi volumetris} \quad (\%) \\ Q_s &= \text{volume gas yang dihasilkan} \quad (\text{m}^3/\text{min}) \\ Q_{th} &= \text{volume gas hasil perhitungan} \quad (\text{m}^3/\text{min})\end{aligned}$$

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s}$$

Jika diketahui dari perhitungan sebelumnya yaitu Q1 (silinder marking) = 18.702 L/menit, Q2 (silinder cekam) = 18.702 L/menit, dan Q3 (silinder hopper) = 11.778 L/menit, maka volume udara total dapat dihitung :

Volume udara yang dibutuhkan (Q_{th}) :

$$\begin{aligned}Q_{th} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ &= 49.182 \text{ L/menit} \\ &= 0.049182 \text{ m}^3/\text{menit}\end{aligned}$$

Jika efisiensi yang direncanakan adalah Efisiensi Volumetrik (η_v) 80 %

Efisiensi Adiabatik Keseluruhan (η_{ad}) 70 % MK volume udara YG dibutuhkan (Q_s)

$$\begin{aligned}Q_s &= \eta_v \cdot Q_{th} \\ &= 0.8 \times 0.049182 \\ &= 0.0393 \text{ m}^3/\text{menit}\end{aligned}$$

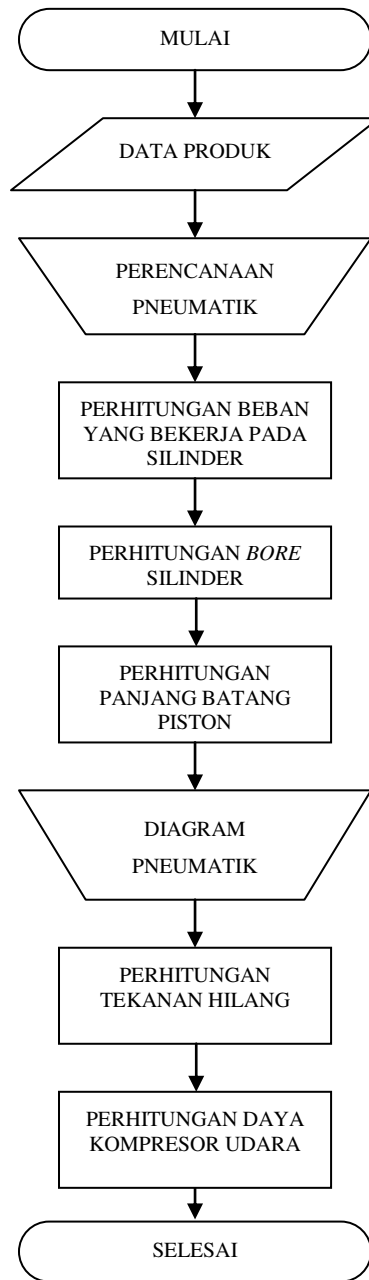
$$\begin{aligned}L_{ad} &= Q_s \times 0.7053 \text{ (tabel 3.7)} \\ &= 0.024384 \times 0.7053 \\ &= 0.0172 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}L_s &= \frac{L_{ad}}{\eta_{ad}} \\ &= \frac{0.0172}{0.7}\end{aligned}$$

$$L_s = 0.024 \text{ kW}$$

Jadi daya yang dibutuhkan kompresor udara adalah $0.024 \text{ kW} \approx 1 \text{ kW}$

3. SKEMA NUMERIK



4.1 KESIMPULAN

1. Perencanaan pneumatik pada marking ini direncanakan digunakan pada produk dengan bahan Brass (C3602) dengan ukuran $\varnothing 8$ mm dengan tinggi 12 mm.
2. Perencanaan pneumatik pada marking ini direncanakan bekerja pada tekanan 0.4 Mpa dimana punch marking mempunyai gaya sebesar 1000 N.
3. Pada perencanaan pneumatik ini memerlukan komponen-komponen sebagai berikut :

No	Nama Komponen	Spesifikasi	Jumlah (pcs)
----	---------------	-------------	--------------

1	Silinder	Diameter Bore = 63 mm, Langkah = 100 mm, Double Acting, Single Rod, Flange Mounting	1
	Silinder	Diameter Bore = 63 mm, Langkah = 100 mm, Double Acting, Single Rod, Foot Mounting	1
	Silinder	Diameter Bore = 50 mm, Langkah = 100 mm, Double Acting, Single Rod, Clevis Mounting	1
2	Katup	Katup 3/2 Roller, Normally Close	6
		Katup 3/2 Plunger, Normally Close	1
		Katup 3/2 Lever, Normally Close	1
		Katup 5/2 Pressure	3
		Katup, 2 Pressure	1
		Speed Control Valve	6

No	Nama Komponen	Spesifikasi	Jumlah (pcs)
3	Tube	Ø 6.99 mm	3165 mm
4	Fitting	T Joint	9
		L Joint	9
5	Silincer	Silincer	14
5	Service Unit	Service Unit	1
6	Kompresor Udara	Daya > 1 kW , Kapasitas >50 L/menit	1

4.2 SARAN

1. Penentuan diagram alir perencanaan yang tepat akan mempermudah saat perencanaan.
2. Dengan penggunaan banyak referensi akan memberikan banyak masukan saat perencanaan.
3. Dukungan informasi serta software dari pembuat komponen sangat membantu dalam perencanaan.

REFERENSI

1. Dayton Progress Corporation, *Stamping Basic Fundamentals & Terminology*, www.daytonprogress.com, 2003.
2. Willems, Easley.Rolfe, *Strength of Materials*, McGraw-Hill Book Company, 1981.
3. Douglas C. Greenwood, *Product Engineering Design Manual*, McGraw-Hill Book Company, 1959.
4. Peter Croser.FrankEbel, *Pneumatics*, Festo Didactic, 2002.
5. Thomas B. Hardison, *Fluid Mechanics for Technicians*, Reston Publishing Company, 1977.
6. JIS Handbook, *Machine Elements JIS B 0125-1: 2001*, 2003.
7. JIS Handbook, *Non-Ferrous Metals JIS H 3250 : 2000*, 2003.
8. Theryo. RonySudarmawan, *Teknologi Press Dies*, Kanisius, 2009.
9. Parr, Andrew, *HidrolikadanPneumatika*, Erlangga, 2003.
10. Sularso, *Pompa&Kompresor*, PradnyaParamita, 2004.
11. Total Solutions Design, Engineering & Manufacture Resource, www.engineersedge.com., 2012
12. SMC products, www.smc.com, 2012
13. Tools and Basic Information for Design, www.engineeringtoolbox.com , 2012
14. Manufactures laboratory Equipments For Education in Civil & Mechanical Engineering, www.essom.com , 2012
15. Werner Depert, *Cutting Costs With Pneumatics*, Vogel Textbook, 1988.